

УДК 621.165

КРУКОВСКИЙ П.Г., ЮРЧЕНКО Д.Д., ЯЦЕВСКИЙ В.А.

Институт технической теплофизики НАН Украины

ТРЕХМЕРНЫЙ CFD- АНАЛИЗ ГИДРОДИНАМИКИ И ТЕПЛООБМЕНА В КАНАЛЕ ОХЛАЖДЕНИЯ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ ГТД В СОПРЯЖЕННОЙ ПОСТАНОВКЕ (ЧАСТЬ 2. ТЕПЛООБМЕН)

За допомогою розробленої авторами раніше тривимірної спряженої комп'ютерної моделі гідродинаміки та теплообміну при турбулентній течії повітря в орбренному трьохпетльовому каналі охолодження лопатки ГТД отримано розрахункові значення коефіцієнтів тепловіддачі. Проведено порівняння отриманих результатів з відомими з літератури найближчими за геометричними і режимними умовами експериментальними даними. Визначено області їх задовільного співпадання в межах похибок експериментальних даних.

С помощью разработанной авторами ранее трёхмерной сопряжённой компьютерной модели гидродинамики и теплообмена при турбулентном течении воздуха в орбренном трёхпетлевом канале охлаждения лопатки ГТД получены расчётные значения коэффициентов теплоотдачи. Проведено сравнение полученных результатов с известными из литературы наиболее близкими по геометрическому и режимным условиям экспериментальными данными. Определены области их удовлетворительного совпадения в пределах погрешностей экспериментальных данных.

By developed authors before the three-dimensional CFD- model in conjugate statement of hydrodynamics and heat transfer at the turbulent flow of air in the finned three-loop channel of cooling of the gas turbine blade get the calculation values of coefficients of heat transfer. Comparison of the got results with the most near on geometrical and regime conditions experimental information known from literature is realized. The regions of their satisfactory coincidence within the limits of errors of experimental information are certain.

D – эквивалентный (гидравлический) диаметр канала;

d – диаметр отверстия диафрагмы, образованной поперечными рёбрами;

h – высота ребра, высота диафрагмы;

t – шаг рёбер, расстояние между диафрагмами;

x – продольная криволинейная координата, отсчитываемая от начала поворота петли (после поворота потока на 90° в предыдущей петле), отличающаяся по абсолютному значению при отсчёте по вогнутой и выпуклой стороне канала;

λ – коэффициент теплопроводности воздуха;

ν – кинематический коэффициент вязкости воздуха;

\bar{w} – среднemasсовая (среднерасходная) скорость воздуха в рассматриваемом сечении;

$Re = \frac{\bar{w}D}{\nu}$ – число Рейнольдса в канале;

$Re_x = \frac{\bar{w}x}{\nu}$ – число Рейнольдса вдоль плоской поверхности;

$Pr = \frac{\nu}{a}$ – число Прандтля;

$Nu = \frac{\alpha D}{\lambda}$ – число Нуссельта в канале;

$Nu_x = \frac{\alpha x}{\lambda}$ – число Нуссельта вдоль плоской поверхности.

Индексы:

gl – гладкая поверхность;

x – величина, определяемая по расстоянию от точки отсчёта.

Введение

Дальнейший прогресс в области разработки и освоения новых моделей ГТУ, повышение начальной температуры газов (например, до 1370°C на входе в

ГТУ V9FB фирмы General Electric или 1500°C модель M701G2 фирмы Mitsubishi [1]) требует, для сохранения максимально допустимых температур деталей и обеспечения статической и циклической прочности, совершенствования различных систем

охлаждения сопловых и рабочих лопаток, особенно первых ступеней турбины. При этом одним из основных требований к системе охлаждения является минимизация расхода воздуха в систему охлаждения при выполнении необходимых условий на уровень температур и их неравномерность в объёме деталей. Как отмечается в работе [2], первые энергетические ГТУ с охлаждаемыми лопатками в СССР были изготовлены только в 1989 г., хотя их разработка, исследование и проектирование начато на 15-20 лет раньше. Это говорит о весьма сложном и длительном процессе разработки и доводки конструкции охлаждаемых элементов ГТУ. Для разрабатываемых в настоящее время ГТУ характерны проектирование проточных частей турбомашин на основе трёхмерных расчётов с учётом конечных явлений и взаимной связи аэродинамики газового потока, охлаждения деталей и их прочности [2]. При этом системы конвективного охлаждения стенок лопаток с оребрением внутренних каналов, полостей и щелей в выходных кромках, наряду с некоторыми альтернативными предложениями, по-прежнему, считаются весьма перспективными [2]. При использовании современных, достаточно надёжных средств автоматизации появилась возможность регулирования систем охлаждения извне в зависимости от режима работы ГТУ для повышения их экономичности при различных режимах и частичных нагрузках. Расчёт системы охлаждения осложняется сложной, существенно трёхмерной геометрией сопловых и рабочих лопаток, находящихся в контакте, с одной стороны — с высокотемпературным потоком продуктов сгорания, а с другой стороны — с другими деталями проточной части (например, рабочие лопатки вставлены в диск, термическое взаимодействие с которым достаточно сильно влияет на тепловое состояние лопаток).

В настоящее время все большее число расчётов теплового и гидродинамического состояния лопаток ГТД (особенно поверочных и оптимизационных) осуществляется численно с использованием современных компьютерных CFD- (Computational Fluid Dynamic) технологий [1-3], основы которых изложены в работах [4-5]. К наиболее совершенным компьютерным программам, реализующим CFD-технологии, можно отнести пакеты STAR-CD, FLUENT, CFX и др. Они дают возможность моделировать газодинамические процессы и теплообмен

между лопаткой, горячим газом и охлаждающим воздухом в пространственной сопряженной постановке, что позволяет отказаться от задания коэффициентов теплоотдачи на внешней и внутренней поверхностях лопатки, а мощные средства геометрического моделирования и сеточные генераторы предоставляют возможность создания расчетных сеток одновременно для межлопаточного канала, лопатки и системы ее охлаждения без каких-либо геометрических упрощений. При этом решается полная система дифференциальных уравнений Навье-Стокса, энергии, неразрывности и уравнений выбранной модели турбулентности. Результатом решения такой системы являются трехмерные поля скоростей, давлений и температур в объемах лопатки и всех ее каналов, по которым при желании или необходимости можно вычислить коэффициенты теплоотдачи на внешней и внутренней поверхностях лопатки.

Возможность определения коэффициентов теплоотдачи на поверхностях лопаток и других деталей ГТД при их анализе в сопряженной постановке с помощью компьютерных CFD-моделей является сама по себе уникальной по следующим причинам:

- ♦ позволяет использовать накопленные эмпирические базы знаний и данных для верификации разрабатываемых CFD-моделей в имеющемся диапазоне этих знаний и данных;
- ♦ дополнять (расширять) базы знаний и данных за пределы имеющегося диапазона с помощью верифицированных CFD-моделей.

Такую возможность можно изложить так. Современные математические модели и реализующие их компьютерные CFD-моделей достигли таких уровней общности (сложности) и детализации анализируемых газодинамических и тепломассообменных процессов, что, доказав свою адекватность на имеющихся эмпирических данных, они могут дополнять эти данные, а это показывает гармоничную связь и взаимное дополнение натурального и вычислительного экспериментов, имеющих баз знаний и данных и вновь создаваемых.

В работе [6] была изложена и верифицирована трёхмерная компьютерная модель внешнего газодинамического обтекания, внутреннего течения охлаждающего воздуха и теплового состояния лопатки газотурбинного двигателя (ГТД) в сопряжённой постановке. Верификация модели была проведена путем сравнения коэффициен-

тов теплоотдачи на внешней поверхности среднего сечения лопатки, полученных с помощью построенной модели и рассчитанных по известным критериальным зависимостям. Естественным желанием авторов стало проведение трёхмерного CFD-анализа гидродинамики и теплообмена в канале охлаждения рабочей лопатки ГТД в сопряженной постановке, а также верификации этой части разработанной модели. Такой анализ и особенно верификация в литературе встречается пока редко, а для рассматриваемой лопатки ГТД отсутствует вообще.

В данной части работы представлены результаты CFD-анализа теплообмена в канале охлаждения лопатки и сравнение полученных результатов с результатами, полученными с помощью эмпирических формул расчета коэффициентов теплоотдачи на пластине [7] и в канале с внутренними интенсификаторами теплообмена [8], как без учета, так и с учетом вращения лопатки.

Под CFD-анализом теплообмена в канале лопатки подразумевается анализ полей скоростей, температур и рассчитываемых коэффициентов теплоотдачи вдоль канала. Показано также влияние центробежных сил при вращении лопатки на эти характеристики. В данной работе основное внимание уделялось анализу локальных и средних коэффициентов теплоотдачи по ходу канала.

Описание CFD- модели лопатки и канала охлаждения

Рассматриваемая модель охлаждаемой рабочей лопатки ГТД (рис. 1) совместно с внешним межлопаточным каналом и внутренними орбренными каналами охлаждения в трёхмерной сопряженной постановке описана в [6].

На рис. 2 более подробно представлен внешний вид внутреннего трёхпетлевого канала воздушного конвективного охлаждения лопатки, имеющего сложное поперечное сечение по длине канала. Первая петля канала имеет сечение, близкое к треугольному с частично сглаженными углами и криволинейными боковыми сторонами, вторая петля – близкое к прямоугольному, третья петля – снова треугольного сечения.

На рис.3, а изображена схема канала охлаждения со стороны корытца с пронумерованными на нем внутренними рёбрами. Канал имеет два поворота на



Рис. 1. Внешний вид лопатки со стороны корытца.

180°, три хода в радиальном направлении и четыре выпускных канала. Охлаждающий канал имеет орбрение на всем его протяжении. Рёбра 1-5 и 8-12 не полностью перекрывают сечение (периметр) канала. Вид сечений в канале охлаждения по высоте лопатки в районе рёбер 1-5, 8-12 и 13-23 приведен на рис.2,б. Рёбра 6-7 расположены под некоторым углом в первом по ходу охлаждающего воздуха повороте на 180°, их форма близка к форме рёбер 8-12. Рёбра 13-23 располагаются в третьем ходе канала охлаждения и чередуются в шахматном порядке, 13-е ребро находится на корыте, 14-е на спинке и т.д. Порядок расположения рёбер в канале квазирегулярный. Относительная высота рёбер $h/D \approx 0,08$ (h – высота ребра, D – гидравлический диаметр канала); относительный шаг рёбер $t/D \approx 0,6$ (t – шаг рёбер) и $t/h \approx 7$.

Математическая модель рассматриваемой задачи представляет собой полную систему дифференциальных уравнений Навье-Стокса, уравнение неразрывности и уравнение энергии для межлопаточного канала и канала охлаждения, а также уравнение энергии для тела лопатки. Использовалась стандартная двухслойная $k-\epsilon$ модель турбулентности, при этом для пограничного слоя использовалась модель Norris&Reynolds [9], представляющая собой $k-l$ модель турбулентности. Задача моделировалась в программе STAR-CD в стационарной постановке с использованием алгоритма SIMPLE [9], являющегося одношаговым вариантом алгоритма PISO [9], специально адаптированным для стационарных задач.

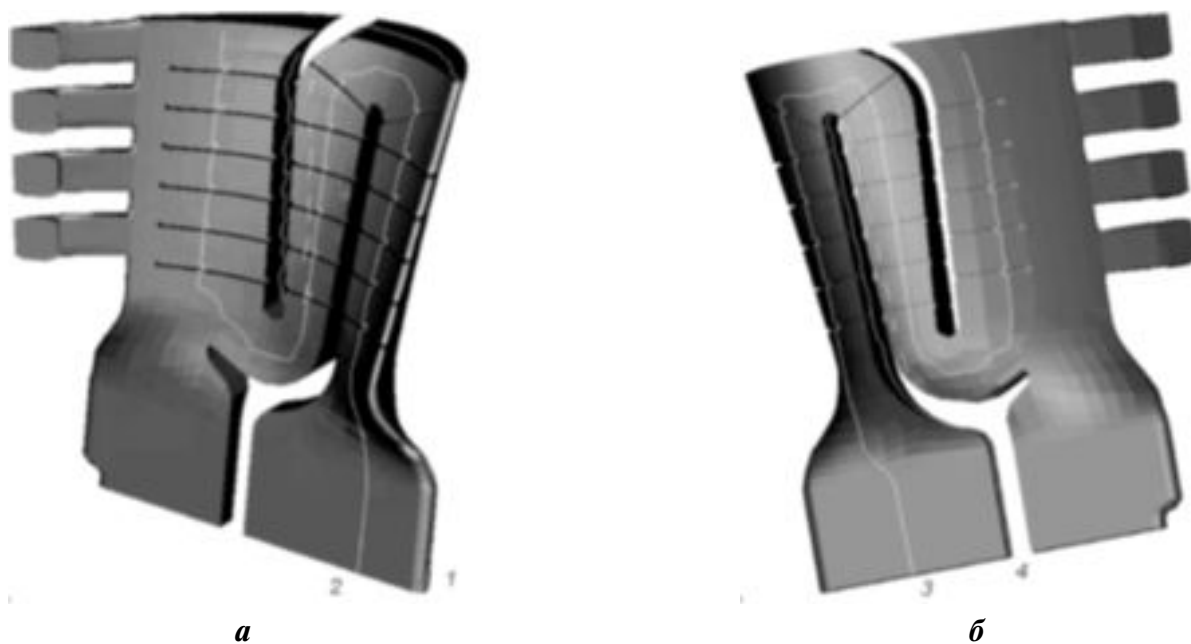


Рис. 2. Внешний вид канала охлаждения со стороны корыта (а) и спинки (б). Линии – траектории, вдоль которых определялся коэффициент теплоотдачи на стенке канала: 1 – со стороны передней кромки, 2 – со стороны корыта, 3 – со стороны спинки, 4 – со стороны, противоположной передней кромке.

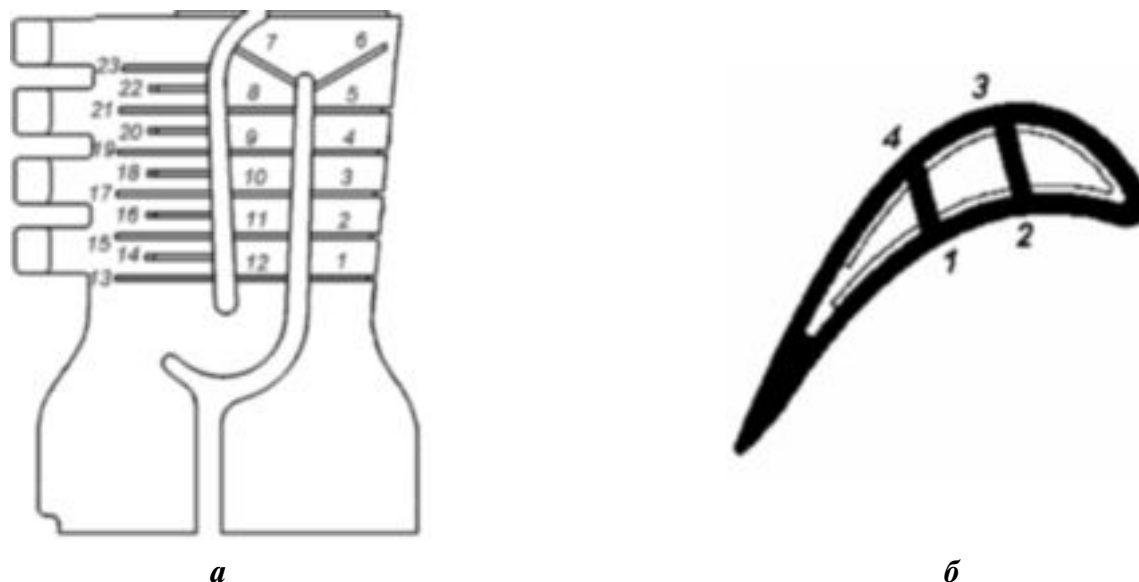


Рис. 3. Схема канала охлаждения лопатки со стороны корытца с пронумерованными рёбрами (а) и среднее сечение лопатки в районе рёбер 4, 9, 19 (б).

На входе в межлопаточный канал задавались постоянные по высоте параметры газа (температура, давление и угол атаки), на выходе – статическое давление. На верхней поверхности области решетки и нижней области замкового соединения лопатки задавались адиабатные условия теплообмена. На боковых поверхностях

межлопаточного канала вдоль проточной части выполнялись условия периодичности.

На входе в канал охлаждения задавалось давление торможения, равное $2,7 \cdot 10^5$ Па без учета вращения, и $2,25 \cdot 10^5$ Па с учетом вращения, чтобы выдержать одинаковый расход охлаждающего воздуха. В обоих случаях на входе задавалась тем-

температура торможения, равная 565 °К, а начальная интенсивность турбулентности – 5%. Физические свойства материала лопатки принимались постоянными. В межлопаточном канале моделировалось трансзвуковое течение вязкого сжимаемого теплопроводного газа. Для случая решения задачи с учётом вращения частота вращения лопатки принималась равной 50000 об/мин.

Сеточная модель области решения сопряжённой задачи состояла из 1,33 млн. тетраэдральных ячеек, на газовый канал приходилось 340 000 ячеек, на канал воздушного охлаждения 470 000 ячеек, и на тело лопатки 510 000 ячеек.

Анализ и сравнение полученных результатов

В результате решения сопряжённой задачи были получены поля скоростей, давлений и температур во всех 470 000 ячейках канала охлаждения, что позволило провести детальный анализ гидродинамики и теплообмена в локальных точках и сечениях канала (рис.4-6) и сравнить полученные расчетом пространственные распределения коэффициента теплоотдачи с коэффициентами теплоотдачи в отдельных точках, рассчитанных по имеющимся в литературе эмпирическим зависимостям (рис.5,б) как без учета, так и с учетом вращения лопатки.

Так как после каждой петли поток воздуха поворачивается на 180°, что приводит к разрушению пограничных слоев, то течение по всей длине охлаждающего канала можно считать течением без гидродинамической и тепловой стабилизации. На характер течения воздуха в канале охлаждения сильное влияние оказывает форма и размеры поперечного сечения, полнота заполнения периметра сечения ребрами, радиус изгиба поворота канала и др.

Вследствие развития пограничных слоёв профиль скорости перестраивается. Как видно из рис. 4,а, в центре канала возникает ускоренное ядро потока. В области рёбер ускоренная часть потока занимает существенно большую часть поперечного сечения канала, нежели в межрёберной области. При приближении и в районе поворота канала происходит деформация профиля скорости, приводящая к разрушению пограничного слоя. Чтобы увеличить коэффициент теплоотдачи от стенки к охлаждающему воздуху, в канале присутствуют ребра, которые увеличивают теплосъёмную поверхность и разрушают пограничный слой, внося возмущение в поток. Интенсивность теплоотдачи в зоне ребер может возрастать в три – пять раз (см. рис.4,б). Нужно отметить, что все коэффициенты теплоотдачи вдоль канала охлаждения, приведенные ниже, были получены по входной температуре потока охлаждающего воздуха 565 °К.

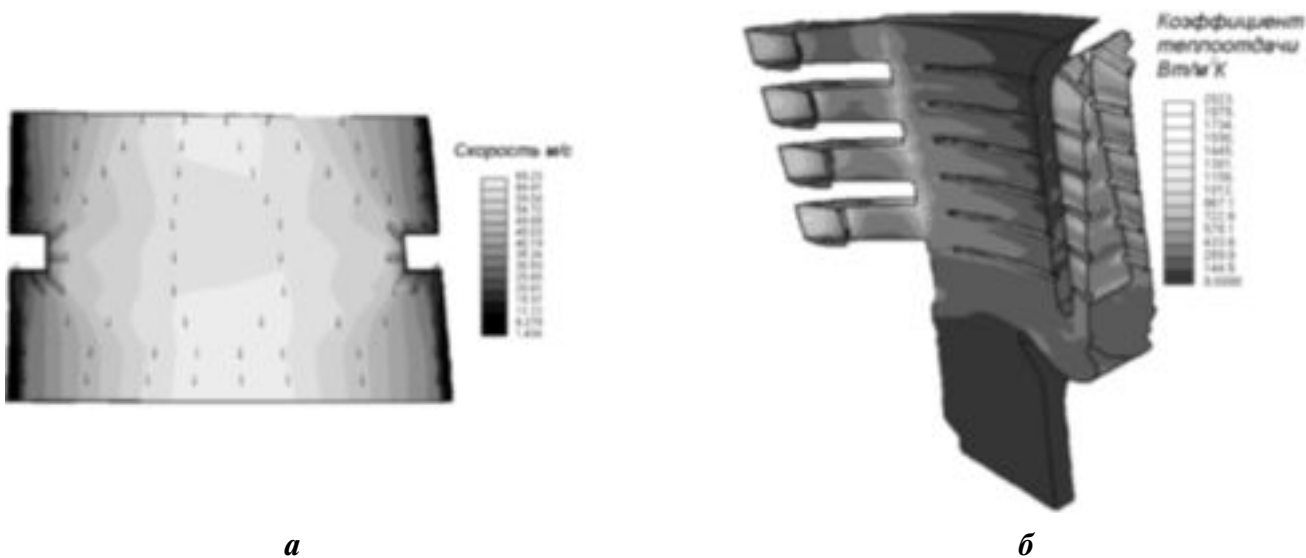


Рис. 4. Распределение результирующего вектора скорости (а) при поперечном обтекании ребра 9 (рис.3,а) и коэффициента теплоотдачи по внутренней поверхности канала охлаждения (б) в продольном по высоте сечении второй и поверхности третьей петель канала охлаждения лопатки.

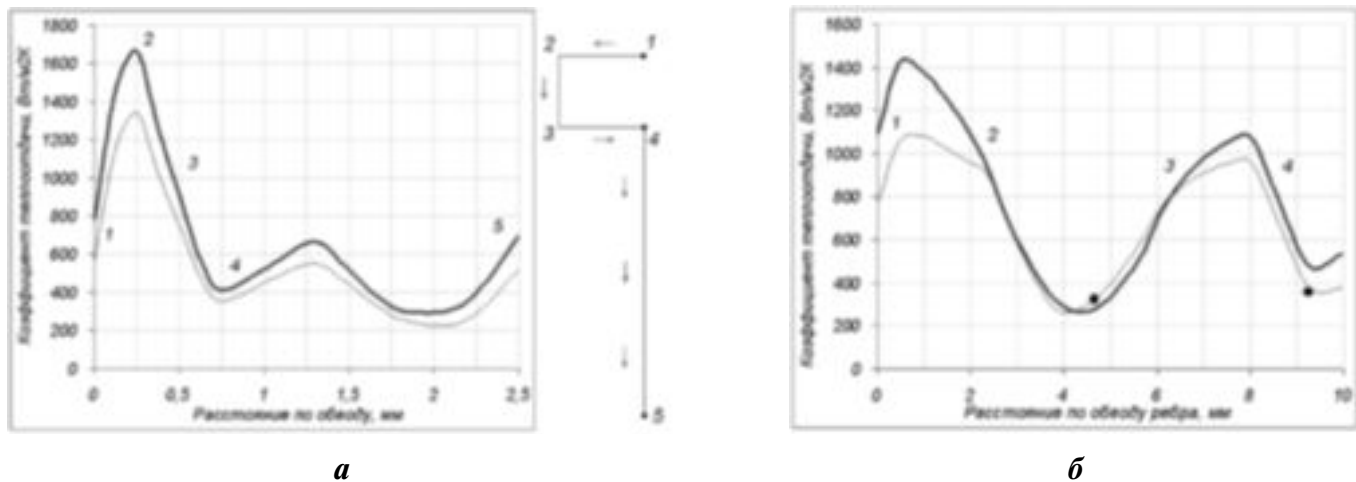


Рис. 5. Распределение коэффициента теплоотдачи по обводу ребра 9 (рис.3,а) со стороны корыта (а) и по периметру сечения канала во второй петле в районе ребра 9 (б). Нумерация точек на рис.5б соответствует нумерации точек рис. 3б, две круглые точки – расчет по эмпирической зависимости (2).
Сплошные толстые линии – без учета вращения, тонкие – с учетом вращения.

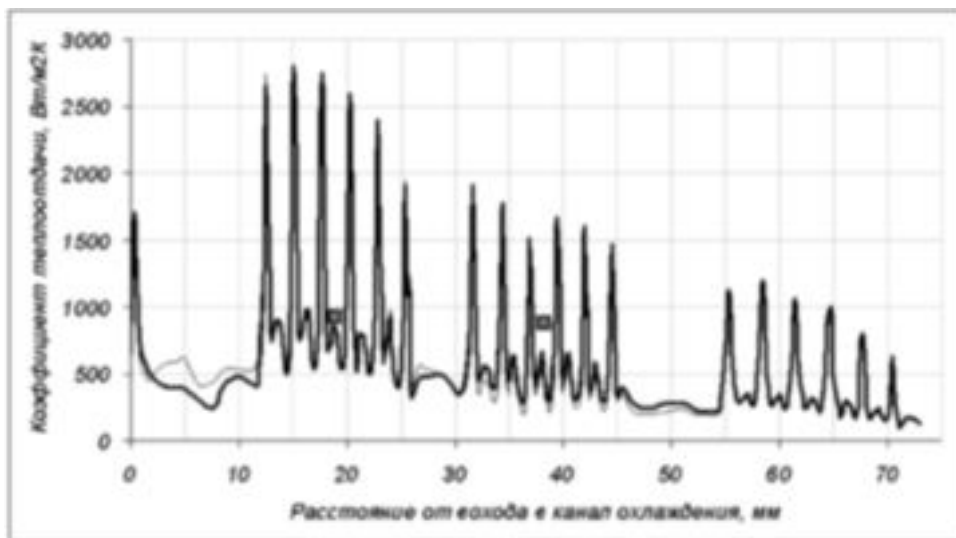
Как видно из рис. 4,б, локальное повышение коэффициента теплоотдачи наблюдается и в гладких частях сечения канала на уровне расположения рёбер, что объясняется интенсифицирующим влиянием поворота потока, который приводит к разрушению пограничных слоев. При этом максимум теплоотдачи наблюдается на стыке торцевой и боковой поверхности ребра, на который набегающий охлаждающий воздух (рис.5).

Значения локального коэффициента теплоотдачи могут изменяться в широком диапазоне. Из графика рис. 5 видно, что по высоте ребра и торцу в среднем сечении по высоте канала охлаждения коэффициент теплоотдачи изменяется в три раза, характер изменения немонотонный, близкий к параболическому. Посредине межрёберного расстояния имеется дополнительный локальный максимум теплоотдачи.

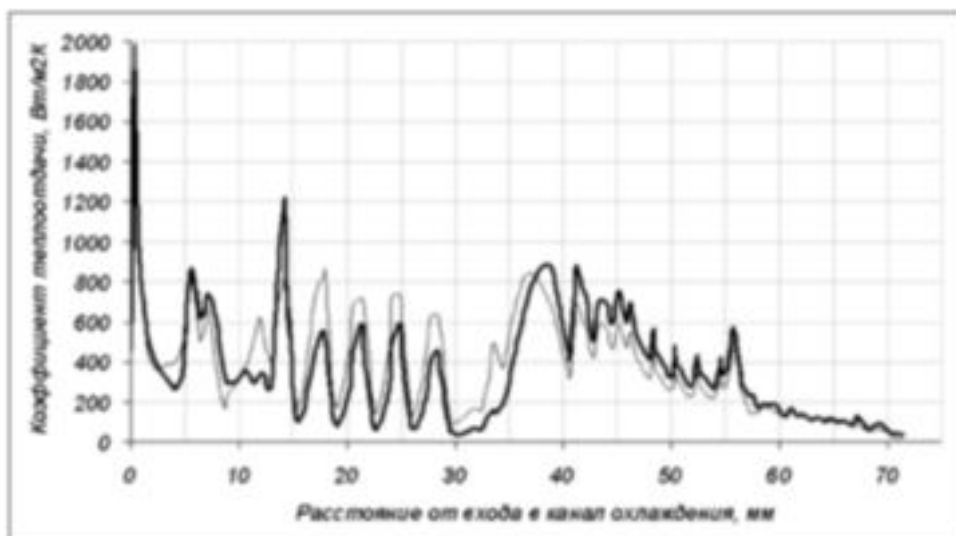
Учёт центробежных сил при вращении лопатки во второй петле канала при сохранении неизменного расхода охладителя приводит к некоторому уменьшению коэффициента теплоотдачи. Это можно объяснить противоположным направлением действия центробежной силы и градиента давления во второй петле. В первой и третьей петле направление действия центробежной силы и градиента давления совпадают, что, вследствие перестройки профилей скорости и температуры в нормальном к стенкам канала направлении, приводит к некоторому увеличению коэффициента теплоотдачи.

Как видно из графика рис. 5,б, коэффициент теплоотдачи по периметру сечения канала изменяется в пять раз, характер изменения немонотонный, близкий к синусоидальному. Зависимости коэффициента теплоотдачи по обводу сечения при учёте центробежных сил при вращении лопатки, и по ходу охлаждающего воздуха (рис. 5,а) расположены несколько ниже кривых, полученных без учёта вращения по причинам, указанным выше. При более детальном анализе видно, что количественное уменьшение коэффициента теплоотдачи со стороны корыта (область 1-2 на рис. 5,б) больше, чем со стороны спинки (область 3-4). В области стенки 2-3, граничащей с первой петлёй канала охлаждения, имеются части поверхности как индифферентные к вращению, так и части поверхности с меньшим или несколько большим коэффициентом теплоотдачи при вращении, по сравнению со случаем отсутствия вращения.

Рис. 6 иллюстрирует неравномерность коэффициента теплоотдачи вдоль линии 2 со стороны корыта (см. рис.2а) и линии 1 со стороны передней кромки на различных частях стенки канала охлаждения. Ввиду наличия оребрения на стенках канала, примыкающих к спинке и корыту лопатки, зависимость коэффициента теплоотдачи вдоль этих поверхностей имеет резко пульсирующий характер. Значение коэффициента теплоотдачи в точке локального максимума может в пять раз превышать значение в точке ближайшего ло-



а



а

Рис. 6. Изменение коэффициента теплоотдачи по ходу канала охлаждения вдоль линии 2 (а) со стороны корыта (см. рис.2а) и линии 1 (б) со стороны передней кромки. Толстые линии — без учета вращения, тонкие — с учетом вращением. Две квадратные точки — значения коэффициентов теплоотдачи, рассчитанные по зависимости (1).

кального минимума. На стенках канала, граничащих с соседними каналами, на которых орёбрение отсутствует, также наблюдаются пульсации коэффициента теплоотдачи с меньшей амплитудой. Учёт вращения приводит к незначительным изменениям коэффициента теплоотдачи.

В доступной литературе авторы не обнаружили экспериментальных данных или эмпирических зависимостей по исследованию теплообмена в канале с близкой к изучаемой конфигурации системы орёбрения, с изменяющимся по длине сложным профи-

лем поперечного сечения канала. Как уже указывалось выше, течение в канале происходит в переходной от ламинарной к турбулентной области (псевдоламинарной) на участках как гидродинамической, так и тепловой стабилизации, что является осложняющим фактором. Для сравнения результатов CFD-моделирования проводились расчёты коэффициента теплоотдачи внутри орёбрённых и гладких каналов по рекомендациям различных авторов [7,8, 10-19]. Наиболее близкое совпадение было получено при сравнении с результатами работы [8]. Зависимость,

полученная при обработке собственных экспериментальных данных авторов работы [8], описывает теплообмен в трубах при нагревании и охлаждении газов с поперечными интенсификаторами теплообмена, полученными накаткой в диапазоне чисел Рейнольдса $Re = 10^4 \dots 4 \cdot 10^5$ с точностью 12%.

$$\frac{Nu}{Nu_{zt}} = \left(1 + \frac{\lg Re - 4,6}{35} \right) \left(3 - 2 \exp \times \left(\frac{-18,2(1-d/D)^{1,13}}{(t/D)^{0,326}} \right) \right), \quad (1)$$

где при нагреве газов

$$Nu_{zt} = 0,0207 Re^{0,8} Pr^{0,43}.$$

Внутри трубы выступы (накатка) можно рассматривать как поперечные рёбра с плавно очерченным профилем. Это обстоятельство несколько отличает систему рёбер, изученную авторами работы [8], от рассматриваемой системы рёбер в канале охлаждения лопатки турбины. Результаты расчёта локальных коэффициентов теплоотдачи по зависимости (1) при использовании в качестве геометрического масштаба эквивалентного гидравлического диаметра и с помощью CFD- модели приведены в табл. 1.

Совпадение данных расчёта по эмпирической зависимости (1) с данными CFD- моделирования в район 3–го ребра первой петли канала весьма удовлетворительное. Для 10–го ребра во второй петле канала, сечение которого заполнено ребрами примерно на 50% (только со стороны спинки и корыта), расчёты по зависимости (1) дают завышенные на 58% значения, что естественно, т.к. зависимость (1) получена для 100% заполнения канала ребром по периметру.

Расчёты теплоотдачи при обтекании плоской пластины [7], в среднем по высоте сечения ло-

патки для второй петли для неоребрённых частей стенок по зависимости (2)

$$Nu_x = 0,0296 \cdot Re_x^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \quad (2)$$

для расхода охлаждающего воздуха в канале $4,6 \cdot 10^{-4}$ кг/с приведены в табл. 2. В (2) $Re_x = \frac{\bar{w} \cdot x}{\nu}$, \bar{w} – средняя массовая скорость воздуха в рассматриваемом сечении, x – продольная криволинейная координата, отсчитываемая от начала поворота петли (после поворота потока на 90° в предыдущей петле), отличающаяся по абсолютному значению при отсчёте по вогнутой и выпуклой стороне канала.

Расчёты коэффициента теплоотдачи во второй петле канала охлаждения по зависимости (2) для плоской части стенки, граничащей с третьей петлёй и являющейся продолжением вогнутой части криволинейного канала (перехода от первой ко второй петле), дают весьма удовлетворительные результаты. Расчёты по эмпирической зависимости (2) для стенки, граничащей с первой петлёй и являющейся продолжением выпуклой стороны криволинейного канала, дают завышенные значения по сравнению с данными CFD- моделирования. Это можно объяснить тем, что эта сторона является подветренной и вдоль неё образуется застойная зона с относительно меньшими скоростями.

Таким образом, при оценке коэффициента теплоотдачи внутри канала охлаждения в первом приближении для неоребрённых поверхностей можно использовать эмпирическую зависимость для плоской стенки (2) при удачном определении начала формирования пограничного слоя (точки отсчёта). Для оценки коэффициента теплоотдачи на полностью (и почти полностью) оребрённых участках канала можно использовать зависимость работы [8], где в расчётах ис-

Табл. 1. Расчет коэффициента теплоотдачи во второй петле для оребрённых частей стенок канала

Расположение локального сечения	Зависимость (1)	CFD- модель	отклонение, %
район 3–го ребра в первой петле канала (рис.2)	761	724	5,1
район 10–го ребра во второй петле канала (рис.2)	662	420	57,5

Табл. 2. Расчёт коэффициента теплоотдачи во второй петле для неоребрённых частей стенок канала

Расположение неоребрённой части стенки 2-й петли канала	Зависимость (1)	CFD- модель	отклонение, %
со стороны 3-й петли канала	322	342	-6,0
со стороны 1-й петли канала	355	208	71,0

пользуется эквивалентный гидравлический диаметр канала сложного поперечного сечения.

После детального тестирования компьютерная CFD- модель может рассматриваться в качестве виртуальной “экспериментальной” установки. Проводя с её помощью серию вариантных расчётов в некотором диапазоне тех или иных конструктивных или режимных параметров, можно получить базу данных, обработав которую известными в экспериментальной теплофизике методами, получим интересные конструктора-разработчика поправки к известным эмпирическим зависимостям. Расчёты по таким зависимостям можно выполнить в десятки раз быстрее, нежели на CFD- модели, получая в тоже время вполне приемлемый по точности для конструктора-разработчика результат, особенно на начальных этапах проектирования. В качестве примера приводится перечень факторов (параметров), влияние которых можно исследовать с помощью такой виртуальной “экспериментальной” установки при анализе внутреннего конвективного канала охлаждения:

- ◆ особенности пространственного (локального) распределения коэффициентов теплоотдачи и трения (гидравлического сопротивления) в продольном по ходу движения воздуха и в тангенциальном (по периметру канала) направлениях;
 - ◆ влияние переменной кривизны канала;
 - ◆ влияние поворота канала на 180°, перестройки и разрушения пограничного слоя;
 - ◆ влияние переменной по длине канала площади сечения;
 - ◆ влияние оребрения и его конкретного конструктивного решения (неполное оребрение по периметру, шаг оребрения, относительная высота рёбер);
 - ◆ влияние формы профиля скорости и температуры на входе в канал;
 - ◆ влияние начальной степени турбулентности;

- ◆ изменение степени турбулентности по ходу канала;
- ◆ влияние числа Маха;
- ◆ влияние неизотермичности потока;
- ◆ влияние шероховатости стенок;
- ◆ влияние массовых сил (сила Кориолиса, центробежная сила);
 - ◆ влияние диссипации механической энергии потока;
 - ◆ особенности переходного от ламинарного к турбулентному режиму (псевдоламинарного) течения;
 - ◆ влияние локального (возможного) отрыва потока, вторичных течений и вихреобразования, наличие упорядоченных трёхмерных гидроаэродинамических структур;
 - ◆ влияние различных моделей турбулентности и эмпирических параметров в них фигурирующих.

Трёхмерный CFD- анализ гидродинамических процессов в канале охлаждения рассмотренной лопатки ГТД в сопряженной постановке представлен в работе [20].

Выводы

1. Использование компьютерной CFD- модели позволило получить локальные коэффициенты теплоотдачи внутри канала охлаждения, которые показали их существенно неравномерный немотонный характер распределения на внутренней поверхности канала. Максимальные значения локального коэффициента теплоотдачи наблюдаются в области рёбер, причём это влияние имеет место и на неоребрённой части периметра канала в рассматриваемых сечениях. Характер такого распределения определяется конструктивными особенностями оребрённого канала конвектив-

ного охлаждения, а также отсутствием как гидродинамической, так и тепловой стабилизации.

2. Путём анализа теплообмена и сравнения с имеющимися экспериментальными данными, обобщёнными в виде эмпирических зависимостей, проведена качественная и количественная верификация полученных результатов. Расчёты по эмпирическим зависимостям, которые наиболее подходят по конструктивным и режимным параметрам рассматриваемого канала, дали удовлетворительное согласование (в пределах точности эмпирических зависимостей, обобщающих экспериментальные данные 10%). Это позволяет сделать достаточно обоснованный вывод о применимости построенной трехмерной CFD-модели теплового состояния охлаждаемой лопатки ГТД в сопряжённой постановке для детального анализа тепловых процессов в канале охлаждения.

3. Учёт центробежных сил при вращении рабочей лопатки при неизменном расходе охладителя приводит к незначительному увеличению коэффициента теплоотдачи внутри канала охлаждения в первой и третьей петле, во второй петле коэффициенты теплоотдачи становятся ниже. Это можно объяснить различным направлением действия центробежной силы и градиента давления, вызывающих локальную перестройку профилей скоростей и температур в поперечном сечении потока воздуха.

4. С помощью компьютерной CFD- модели на основе результатов численных экспериментов для практических инженерных расчётов можно получить критериальные зависимости коэффициентов теплоотдачи от определяющих геометрических и режимных параметров, дополняющие экспериментально полученные зависимости или обосновано расширяющие диапазон их применения.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Ольховский Г.Г.* Энергетические ГТУ за рубежом. — Теплоэнергетика. — 2004, №11, С. 71–76.

2. *Ольховский Г.Г.* Газовые турбины для энергетики. — Теплоэнергетика. — 2004, №1, С. 33–43.

3. *Зейгарник Ю.А.* Проблемы теплофизики на страницах журнала “Теплоэнергетика”. — Теплоэнергетика. — 2004, №1, С. 10–12.

4. *Флетчер К.* Вычислительные методы в динамике жидкости. М.: Мир, 1991. т.1 502 с.; т.2 552 с.

5. *Роуч П.* Вычислительная гидродинамика. М.: Мир, 1980, 616 с.

6. *Круковский П.Г., Юрченко Д.Д., Полубинский А.С., Яцевский В.А., Чепаскина С.М.* Верификация трёхмерной модели теплового состояния охлаждаемой лопатки ГТД в сопряжённой постановке. // Промышленная теплотехника. — 2005. — т. 27. — №1. — С. 17–25.

7. *Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С.* Теплопередача, М.: Энергоиздат, 1981. — 416 с.

8. *Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А.* Интенсификация теплообмена в каналах. Издание второе, переработанное и дополненное. — М.: Машиностроение, 1981. — 205 с.

9. *Methodology STAR-CD version 3.15*, CD Adapco Group, Computational Dynamics Limited, 2001.

10. *Локай В.И., Бодунов М.Н., Жуйков В.В., Щукин А.В.* Теплопередача в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей летательных аппаратов. — М.: Машиностроение, 1985. — 216 с.

11. *Грязнов Н.Д., Епифанов В.М., Иванов В.Л., Манушин Э.А.* Теплообменные устройства газотурбинных и комбинированных установок. Под ред. А.И. Леонтьева, М.: Машиностроение, 1985, 360 с.

12. *Копылев С.З.* Охлаждаемые лопатки газовых турбин (тепловой расчёт и профилирование). М.: Наука, 1983, 145 с.

13. *Копылев С.З.* Проектирование проточной части турбин авиационных двигателей. М.: Машиностроение, 1984, 224 с.

14. *Копылев С.З., Гуров С.В.* Тепловое состояние элементов конструкции авиационных двигателей. М.: Машиностроение, 1978, 208 с.

15. *Ройзен Л. И., Дулькин И.Н.* Тепловой расчёт оребренных поверхностей. Под ред. В.Г. Фастовского. М.: Энергия, 1977, 256 с.

16. *Д. Керн, А. Краус* Развитые поверхности теплообмена М.: Энергия, 1977, 464 с.

17. *Данилов Ю.И., Дзюбенко Б.В., Дрейцер Г.А., Ашмантас Л.А.* Теплообмен и гидродинамика в каналах сложной формы. Под ред. В.М. Иевлева. — М.: Машиностроение, 1986. — 200 с.

18. *Ройзен Л. И., Дулькин И.Н., Ракушина Н.И.* Теплообмен при обтекании прямых поперечных

рёбер. — Инженерно Физический Журнал (ИФЖ), 1966, т. 11, №2, С. 148–153.

19. Павловский В.Г., Дедусенко Ю.М. Теплообмен и гидравлическое сопротивление в коротком плоскопараллельном канале с искусственно шероховатыми стенками. — ИФЖ, 1969, т. 17, №6, С. 1098–1101.

20. Юрченко Д.Д., Круковский П.Г., Чепаскина С.М. Трехмерный CFD – анализ гидродинамики и теплообмена в канале охлаждения рабочей лопатки ГТД в сопряженной постановке (Часть 1. Гидродинамика) // Промышленная теплотехника. — 2005, т. 27. — №5. — с. 18–27.

Получено 11.08.2005 г.